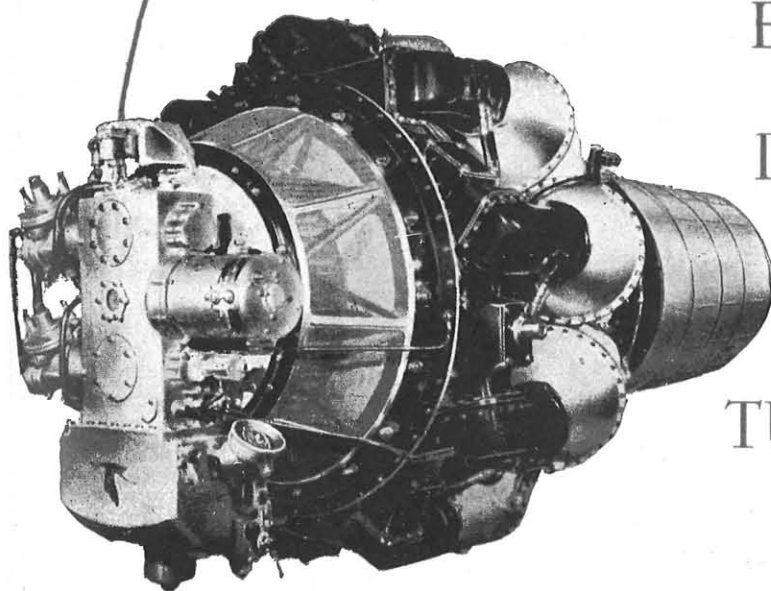


Por CARLOS SANCHEZ TARIFA
Ingeniero Aeronáutico (I.N.T.A.)



ELEMENTOS DEL CALCULO DE TURBINAS DE GAS

(PRIMERA PARTE)

CONCEPTOS GENERALES Y METODOS DE CALCULO

Resumen.

En colaboración con los Ingenieros Aeronáuticos, Sres. R. Martí Pérez y J. Valdés Pedrosa, trataremos de exponer en tres artículos los fundamentos del cálculo y proyecto de turbinas de gas; entendiéndose por esta denominación no el motor de turbina, sino la turbina propiamente dicha del mismo, accionada por una corriente de gases procedente de una o varias cámaras de combustión.

En esta primera parte se expone previamente la historia de estas máquinas, indicando a continuación las diferencias que presentan

su organización y cálculo en comparación con las de vapor.

Se establecen las ecuaciones fundamentales del impulso, continuidad y energía, en la forma en que son utilizadas en esta clase de máquinas, y se indican las diferentes definiciones de rendimientos adiabáticos y grados de reacción que se emplean en las turbinas de gas.

Se comparan las turbinas en cuanto al grado de reacción, señalando los tipos más comúnmente utilizados y destacando que dicho grado de reacción es normalmente variable con el radio, dependiendo esta variación de la clase de tor-

sión de los álabes que se haya adoptado.

Finalmente, se reseñan los métodos del cálculo aerotermodinámico de estas máquinas que presentan mayor interés; destacando que las diferencias entre unos y otros estriban en la manera de estimar las pérdidas. Se detallan dos de los métodos que se juzgan de mayor aplicación: uno, basado en la estimación previa del rendimiento politrópico del estator y del rendimiento adiabático total de la turbina, y otro, en el que se calculan las pérdidas y rendimientos a partir del comportamiento aerodinámico de los álabes de la turbina.

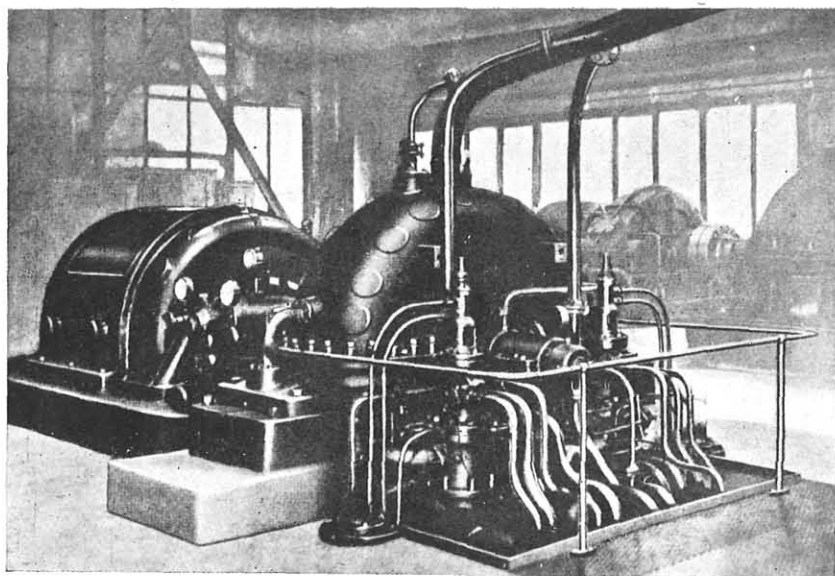


Fig. 1. — Turbina Holzwarth.

Antecedentes.

La denominación "turbina de gas" resulta doble en la práctica, ya que se viene aplicando tanto al motor de turbina como a la turbina propiamente dicha del mismo.

En general, por motor de turbina entenderemos aquí la máquina térmica que funciona mediante un ciclo de BRAYTON, expansionándose los gases procedentes de una o varias cámaras de combustión, total o parcialmente, en una turbina, que es el órgano encargado de suministrar la potencia necesaria para el accionamiento del compresor, y de producir, además, la potencia útil del motor.

Aunque en realidad los turbo-reactores y turbohélices están constituidos por un motor de turbina, no se utiliza esta denominación para ellos, reservándose para las otras múltiples aplicaciones de este sistema motor, que se diferencian esencialmente de las dos anteriormente citadas en que no se utiliza como medio propulsor la energía cinética residual de los gases después de la turbina.

Este trabajo estará dedicado exclusivamente a las turbinas de gas propiamente dichas, denominándose, de aquí en adelante, "motores

de turbina" a la máquina de que forman parte, con objeto de evitar confusiones.

La historia de las turbinas de gas se confunde con la de los motores de turbina, como consecuencia lógica de constituir el órgano fundamental de los mismos, y a cuyo progreso ha estado subordinado el del motor, especialmente en cuanto a la cuestión metalúrgica se refiere.

La primera patente de un motor de turbina de gas data del año 1791, siendo su inventor el inglés JOHN BARBER. El primer intento serio de fabricación fué realizado por la Société Anonyme des Turbomoteurs, en París, en el año 1905, quienes construyeron un motor de turbina de unos 80 CV. de potencia, trabajando con una gran refrigeración mediante inyección de agua. Era un motor de gran peso y tamaño, proporcionando un rendimiento de algo menos del 3 por 100.

Desde aquellos años se conocían las ventajas teóricas que reportarían los motores de turbina de gas en comparación con las turbinas de vapor, pues con la supresión de calderas, condensadores, etc., resultarían mucho más sencillos y podría

obtenerse considerablemente más potencia para un mismo peso.

Con dos inconvenientes principales se encontraron los primeros proyectistas de motores de turbina de gas. El más importante lo constituía las elevadas temperaturas que habían de soportar las cámaras de combustión y álabes de la turbina; por otra parte, la gran potencia que se necesitaba para la compresión, unido a los bajos rendimientos orgánicos que se obtenían, daban lugar a que apenas se obtuviese potencia útil. Orientadas en el sentido de la superación de estas dificultades fueron las turbinas Westinghouse (1912), Bischof, Baetz, Neznst, Maag, etc., etc. Merece especial mención la turbina Holzwarth (1905), que funcionaba en ciclo de volumen constante y con una intensa refrigeración por agua, cuya primera unidad experimental fué construída por la casa Körting, en Hannóver, en 1908. Con las patentes de Holzwarth, las casas Thyssen y Brown Boveri fabricaron durante los años 1914 a 1927 varios tipos de turbinas, aunque ninguna llegó a funcionar de un modo continuo. En 1928 la casa Brown Boveri fabricó una turbina de gas conservando la idea de Holzwarth, que fué instalada en una

fábrica alemana de acero, donde estuvo funcionando hasta 1933. Visto el buen resultado de ella, se construyó otra en Mannheim, de 5.000 CV. de potencia.

Los trabajos de la casa Brown Boveri, en conexión con las patentes de Holzwarth, dieron también por resultado el desarrollo del generador de vapor Velox, el cual llevaba como sistema auxiliar un motor de turbina que mantenía la combustión bajo presión. Este sistema auxiliar del generador Velox dió origen a que se volviera a los ciclos de presión constante.

En su aplicación a motores de Aviación deben destacarse principalmente los trabajos del comodoro F. WHITTLE en Inglaterra, quien patentó su primer motor de turbina de gas (turbo reactor) en el año 1930. Contando con alguna ayuda privada, fundó en el año 1936 la Sociedad Power Jets Ltd., a la que en el año 1937 comenzó a prestarle ayuda oficial el Ministerio del Aire inglés. Esta sociedad construyó su primer motor en el año 1938, que sufrió la rotura de la turbina después de cinco horas de prueba. En 1941, el avión Gloster E.28 voló impulsado por el motor Whittle W-1X, y a partir de esta fecha se inició un gran des-

arrollo de estos motores, de los que se derivan todos los turbo reactores construídos en la actualidad en Inglaterra y los Estados Unidos.

Paralelamente a los trabajos de WHITTLE, también se fueron desarrollando importantes investigaciones sobre las turbinas de gas en su aplicación a la Aviación en Alemania. Las casas Junkers, B. M. W., Heinkel y Hirth proyectaron y construyeron gran número de turbo reactores, que equiparon diversos tipos de aviones de combate a fines de la última guerra.

El cálculo de una turbina de gas difiere notablemente del de una de vapor, especialmente cuando la turbina de gas está destinada a utilizarse en un turbo reactor. En ellas las velocidades periféricas son mucho más elevadas, obteniéndose también mucha mayor potencia por escalón.

La necesidad de obtener altos rendimientos, junto con la utilización de álabes más largos, han hecho que en las turbinas de gas adquiera primordial importancia la torsión de los álabes, profundizándose mucho más en el estudio aerodinámico de la corriente de los gases en su paso a través de los mismos. Asimismo, no se emplean en absoluto las clásicas toberas con-

vergentes-divergentes de las turbinas de vapor, ni los perfiles que se utilizan se parecen a los de ellas (figura 5), ya que se proyectan los álabes con secciones análogas a los perfiles de ala.

Por otra parte, el hecho de que haya de aprovecharse directamente la energía cinética residual después de la turbina, en vez de constituir una pérdida, hace que el proyecto haya de subordinarse en muchos aspectos a este requerimiento primordial.

Finalmente, indicaremos que las elevadas temperaturas con que funcionan los álabes es una cuestión esencial en el proyecto de la turbina, viniendo impuestos muchos factores por la necesidad de obtener temperaturas lo más reducidas posible en los álabes móviles, y especialmente en su base.

Esta misma cuestión lleva unido consigo el problema metalúrgico, imponiendo la necesidad de la utilización de materiales con elevadas características de resistencia a la deformación en caliente y a la oxidación de los gases; problema metalúrgico que ha ido unido y que seguirá yendo con la historia y desarrollo de la turbina de gas.

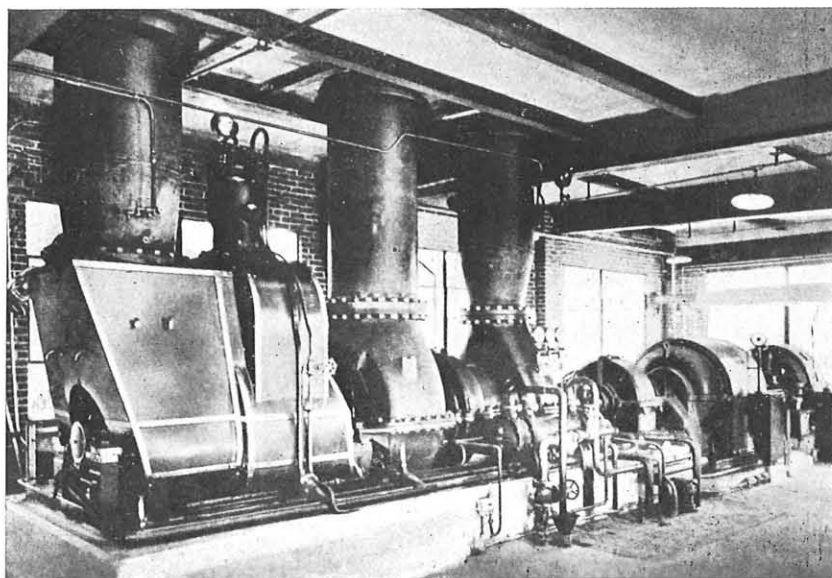


Fig. 2. — Motor de turbina de gas de la «Houdry Oil Refinery Process». Philadelphia, U.S.A.

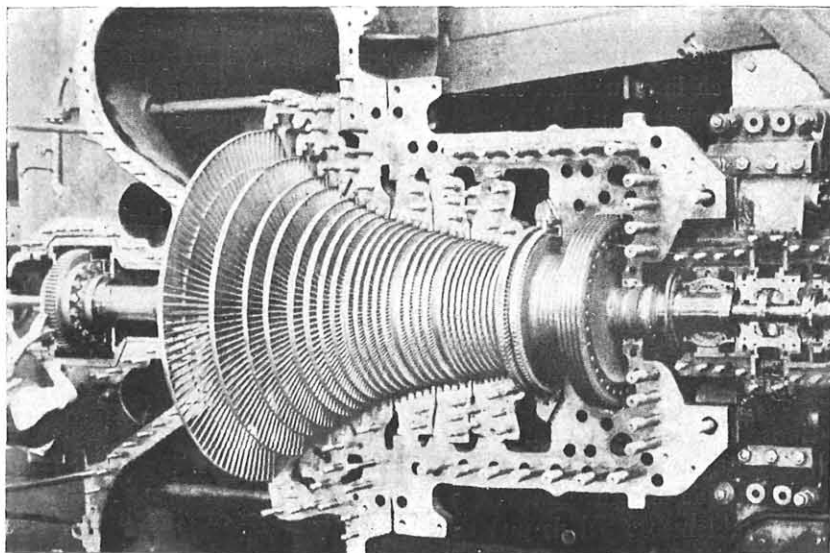


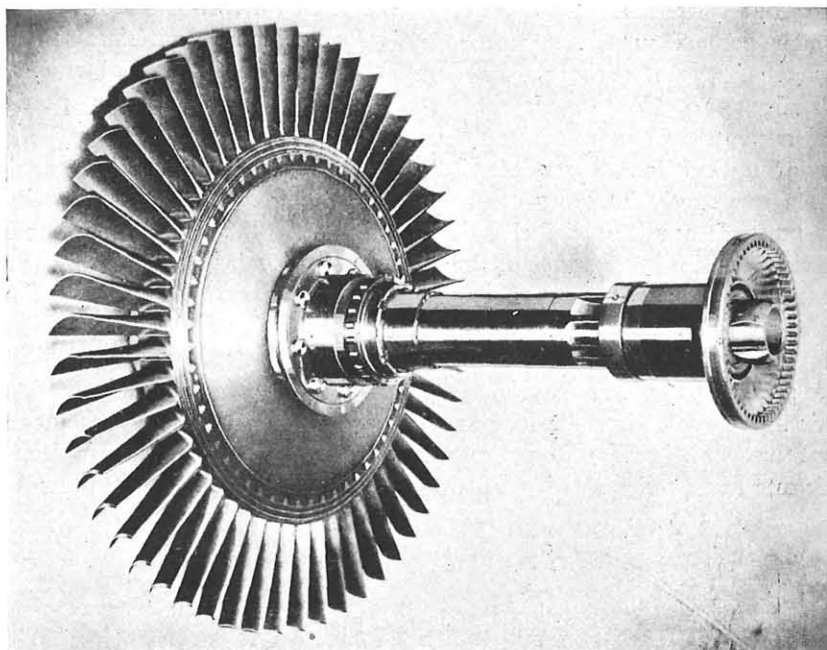
Fig. 3. — Turbina típica de vapor de cárter único.

Fig. 4. — Turbina de gas de un solo escalón, con 10 000 CV. de potencia del turborreactor Rolls-Royce «Nene».



Notación.

T = temperatura estática, °K.
 T' = temperatura correspondiente a una transformación isentrópica.
 p = presión estática, Kg./m.² ó Kg./cm.².
 ρ = peso específico, Kg./m.³.
 D = diámetro, m. ó cm.
 r = radio, m. ó cm.
 σ = área, m.² ó cm.².
 h = entalpía específica, Kcal./Kg.
 h' = entalpía correspondiente a una transformación isentrópica.
 s = separación entre álabes, m. ó cm.
 c = cuerda, m. ó cm.
 l_a = longitud de los álabes, m. ó cm.
 G = gasto en peso, Kg./seg.
 P = potencia, Kgm./seg. ó CV.
 $\tau_p = \frac{P}{G}$ = energía específica de la turbina, m.
 o = subíndice que denotará condiciones de remanso.
 $1, 2, 3$ y 4 = subíndices que denotarán entrada y salida en el estator y rotor, respectivamente.
 c = subíndice que denotará condiciones en la sección central de los álabes.
 i = subíndice que denotará condiciones en la sección interior de los álabes.
 e = subíndice que denotará condiciones en la sección exterior de los álabes.
 R = subíndice que denotará rotor.
 S = subíndice que denotará estator.
 a = subíndice que indicará dirección axial.



r = subíndice que indicará dirección radial.
 t = subíndice que indicará dirección tangencial.
 m = subíndice, que indicará valor medio.
 ω = velocidades relativas (medidas respecto a los álabes), m./seg.
 V = velocidades absolutas de entrada y salida en el rotor, m./seg.
 u = velocidad periférica, m./seg.
 C_D = coeficiente de resistencia.
 C_L = coeficiente de sustentación.
 α, β, φ = ángulos.
 η_a = rendimiento adiabático.
 η_n = rendimiento politrópico.

En la figura 6 está representada esquemáticamente la notación de ángulos y velocidades.

Número de escalones de las turbinas de gas.

Las turbinas de gas pueden ser de uno o varios escalones, compuesto cada uno de ellos de estator (directriz) y rotor. En su aplicación a los turborreactores, en los que la turbina no tiene más misión

que proporcionar la potencia necesaria para el accionamiento del compresor, es mucho más frecuente el caso de la utilización de un solo escalón, obteniéndose turbinas de buenas actuaciones hasta energías del orden de los 20.000 metros (*), y siempre que las temperaturas de fin de combustión tengan un orden normal de valores (800-850° C.). Este valor viene a corresponder a relaciones de compresión en el compresor algo superiores a 4 : 1, en condiciones de temperatura ambiente normal (288 °K) en la admisión y para rendimientos del compresor de tipo medio (0,80). Cuando la relación de compresión es superior a dicho valor, como suele acontecer cuando se utiliza un compresor axil de más

(*) Las energías específicas de la turbina y compresor son prácticamente iguales, ya que su diferencia, debida a las pérdidas mecánicas en los cojinetes del árbol motor y a la potencia necesaria para el accionamiento de los mecanismos auxiliares, es inferior al 1 por 100 del valor de las mismas.

de ocho escalones, la necesaria energía específica de la turbina ha de conseguirse a costa de grandes valores negativos de las velocidades tangenciales de salida, ya que la velocidad periférica está siempre limi-

tada por consideraciones de resistencia de materiales. Esto, si bien dentro de ciertos límites no afecta en gran manera a la propia turbina, pues sólo implica una pequeña reducción en su rendimiento, producido por el aumento de deflexión en la corriente, es un factor extremadamente perjudicial en la producción del empuje en la tobera de salida; efecto útil cuando se trata de un turboreactor, al que deben estar subordinados el funcionamiento y características de todos sus órganos. De acuerdo con esto, como norma más frecuente, cuando las relaciones de compresión son superiores a 4,25 : 1, o bien las energías específicas han de ser mayores de 20.000 m., puede ser más ventajosa la utilización de una turbina de dos escalones (R. R. AVON).

En cambio, en los turbohélices y motores de turbina, en los que se trata de recoger la mayor cantidad posible de la energía disponible de los gases en la fase de expansión, es práctica usual utilizar turbinas de dos o más escalones. En los turbohélices, y para relaciones de compresión del orden de las citadas, normalmente se dispone una

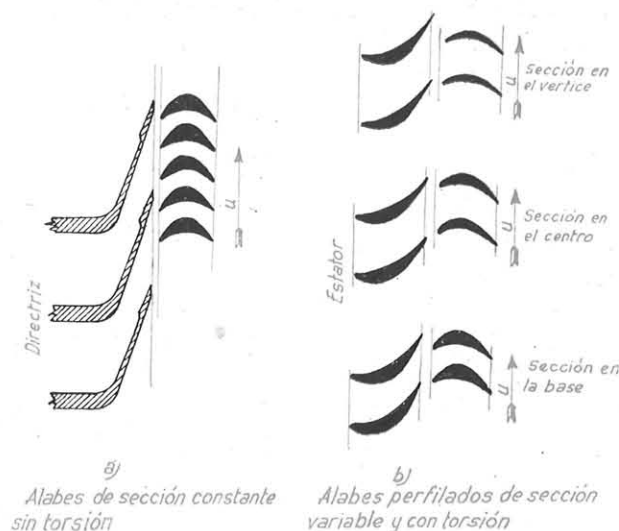


Fig. 5. — Escalones típicos de turbina de vapor de acción a) y de turbina de gas de pequeño grado de reacción.

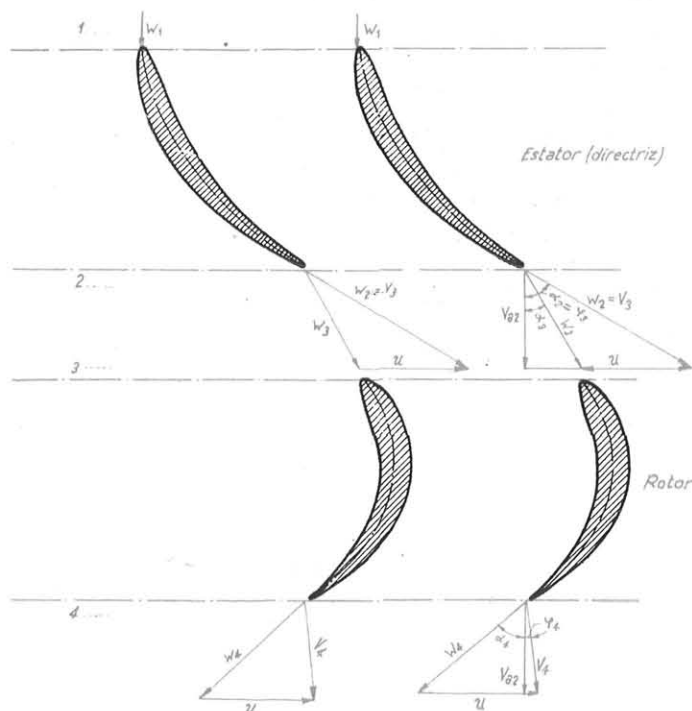


Fig. 6. — Notación típica de un escalón.

turbina de dos escalones, con la que puede recogerse algo más del 80 por 100 de la energía utilizable de los gases.

Ecuaciones generales.

Como es norma usual, primeramente se plantearán las ecuaciones generales para la sección central de la turbina, admitiendo que los valores medios de todas las magnitudes que intervienen en los cálculos coinciden en dicha sección central o punto medio de la longitud de los álabes.

Las ecuaciones se plantearán para un escalón (estator y rotor), suponiendo conocidos en todos los casos el gasto en peso que se admitirá constante a todo lo largo del escalón, la energía específica y la velocidad y el estado del gas en la entrada del estator.

Cuando la turbina es de un solo escalón, los datos anteriores son siempre las condiciones de partida de todo proyecto de la misma. También en este caso es norma usual considerar referido el estado inicial del gas a sus condiciones de remanso. Cuando la turbina es de varios escalones, siempre debe efectuarse como labor inicial el estudio de la distribución de la potencia entre los mismos; por lo cual la energía específica podemos suponerla conocida en todos los casos.

Las ecuaciones de energía y continuidad se establecen para el estator y rotor en la forma siguiente:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = J(h_1 - h_2), \quad [1]$$

o bien:

$$T_{02} = T_{01} = T_0; \quad [1']$$

$$\rho_1 w_1 \cos \alpha_1 = \rho_2 w_2 \cos \alpha_2 \quad [2]$$

(álabes de longitud constante).

$$G = 2 \pi r_c l_a \rho_2 w_2 \cos \alpha_2 \quad [2']$$

(si se parte de las condiciones de remanso).

$$\tau_p = J(h_3 - h_4) + \frac{V_3^2 - V_4^2}{2g}, \quad [3]$$

o bien:

$$T_{04} = T_0 - \frac{\tau_p}{J C_p}; \quad [3']$$

$$\rho_3 w_3 \cos \alpha_3 = \rho_4 w_4 \cos \alpha_4 \quad [4]$$

(álabes de longitud constante).

Por otra parte, como aplicación del teorema del impulso en su expresión como momento de la cantidad de movimiento, se obtiene para la energía específica:

$$\begin{aligned} \tau_p &= \frac{u}{g} (V_3 \sin \varphi_3 - V_4 \sin \varphi_4) = \\ &= \frac{V_3^2 - V_4^2}{2g} + \frac{w_4^2 - w_3^2}{2g}. \end{aligned} \quad [5]$$

De la comparación de [5] y [3] resulta:

$$\frac{w_4^2 - w_3^2}{2g} = J(h_3 - h_4), \quad [6]$$

pudiéndose seleccionar cinco ecuaciones independientes, convenientemente elegidas, entre las que aquí acaban de establecerse.

Además se dispone de dos ecuaciones más, correspondientes a la estimación de las pérdidas en el estator y rotor. Precisamente en la manera de estimar estas pérdidas es en lo que difieren esencialmente todos los métodos de cálculo de turbinas, ya que las demás ecuaciones son esencialmente las mismas.

Rendimientos.

El rendimiento adiabático de la turbina se define en la forma usual:

$$\begin{aligned} \eta_{ae} &= \frac{1 - \frac{T_4}{T_1}}{1 - \left(\frac{p_4}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{T_1 - T_4}{T_1 - T'_4} = \\ &= \frac{\tau_p + \frac{V_4^2 - V_1^2}{2g}}{J(h_1 - h'_4)}. \end{aligned} \quad [7]$$

Con preferencia a este rendimiento es utilizado por los anglosajones un rendimiento adiabático definido en la forma siguiente:

$$\begin{aligned} \eta_{at} &= \frac{1 - \frac{T_{04}}{T_{01}}}{1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \\ &= \frac{T_{01} - T_{04}}{T_{01} - T'_{04}} = \frac{\tau_p}{J(h_1 - h'_{04})}. \end{aligned} \quad [8]$$

El rendimiento primeramente definido será denominado rendimiento adiabático estático, y el segundo, rendimiento adiabático total, haciendo aplicación de estar definidos, respectivamente, con temperaturas estáticas y totales.

El rendimiento adiabático total es de manejo más cómodo y proporciona fórmulas más sencillas. En todo caso, ambos rendimientos discrepan en escasa proporción, pero parece más racional la utilización del primer rendimiento, sobre todo en las turbinas de los turbo-reactores, o en el escalón de una de varias, ya que una turbina no es solamente una máquina destinada a producir una energía específica τ_p , sino a que sea utilizada posteriormente la energía cinética producida en la misma.

También es de uso frecuente el rendimiento politrópico:

$$\eta_n = \frac{dT}{dT'} = \frac{V dp}{J dh} \quad [9]$$

(proceso adiabático).

que, supuesto constante en toda la transformación, proporciona la relación:

$$p v^n = \text{cte}, \quad [10]$$

viniendo entonces dado también por la expresión:

$$\eta_n = \frac{n-1}{\gamma-1} \quad (n < \gamma). \quad [11]$$

Grados de reacción. - Clasificación de las turbinas por el grado de reacción.

El grado de reacción se define en la forma:

$$K_e = \frac{\Delta h_R}{\Delta h_s + \Delta h_R} = \frac{T_3 - T_4}{T_1 - T_4}. \quad [12]$$

Los alemanes y anglosajones emplean con mayor frecuencia el grado de reacción definido en la forma:

$$K_t = \frac{\Delta h_R}{h_{01} - h_{04}} = \frac{J C_p (T_3 - T_4)}{\tau_p}. \quad [13]$$

Análogamente a como acontecía para los rendimientos adiabáticos, denominaremos grado de reacción estático y grado de reacción total a los que acaban de definirse. Asimismo, los cálculos basados en K_t son más sencillos, pero parece más lógica la definición de K_e . De todas maneras, las diferencias que se presentan en la práctica entre sus valores son de escasa cuantía.

Como regla general, en todas las turbinas de gas el grado de reacción es variable a lo largo del radio.

Refiriéndonos al grado de reacción medio en la sección central de los álabes, los valores que se utilizan en la práctica están comprendidos entre cero (turbina de acción) y el 50 por 100. Las turbinas de acción pura son incompatibles con la variación del grado de reacción con el radio, pues un grado de reacción igual a cero en la sección central implicaría una recompresión del gas en el vértice o base de los álabes (normalmente en la base), lo que en absoluto debe evitarse por las elevadas pérdidas a que esto daría lugar. En la práctica, la denominación de turbinas de ac-

ción se aplica a la clase de turbinas que funcionan en estas condiciones en la base de los álabes móviles ($\Delta h_{Ri} = h_{3i} - h_{4i} = 0$), viniendo a tener un grado de reacción medio del 15 al 20 por 100. No obstante, como interesará especialmente estudiar los casos extremos, se efectuará una comparación entre las turbinas de 50 por 100 de reacción ($\Delta h_R = \Delta h_s$) y las de acción pura, aunque en la práctica esto último sea un caso hipotético.

Despreciando para este estudio las pérdidas que se producen en los álabes móviles, la potencia de una turbina de acción puede ponerse en la forma:

$$P = 2 \frac{u G}{g} (w_2 \sin \alpha_2 - u) \quad \left\{ \begin{array}{l} \alpha_3 = -\alpha_4 \\ w_3 = w_4 \end{array} \right\}. \quad [14]$$

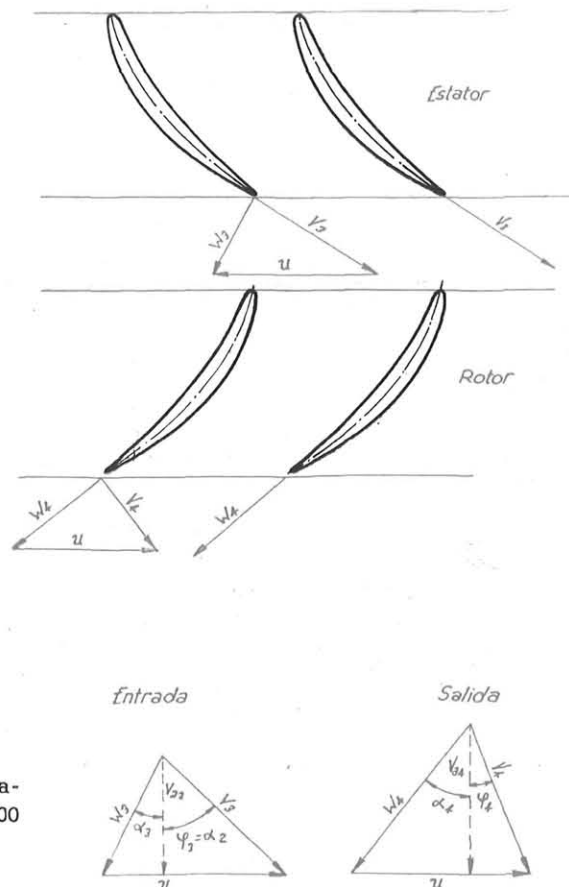


Fig. 7. — Escalonamiento de 50 por 100 de reacción.

Se puede definir un coeficiente de potencia en la forma:

$$K_p = \frac{g P}{G u^2} = 2 \left(\frac{w_2}{u} \sin \alpha_2 - 1 \right). \quad [15]$$

Como vemos, para un gasto y una velocidad periférica prefijados, la potencia proporcionada por una turbina de acción es función de la relación $\frac{w_2}{u}$ y del ángulo α_2 de salida en el estator, aumentando proporcionalmente con ambos parámetros (fig. 9).

En una turbina de 50 por 100 de reacción el correspondiente coeficiente de potencia se expresa en la forma:

$$K'_p = 2 \frac{w_2}{u} \sin \alpha_2 - 1 \quad \left\{ \begin{array}{l} w_4 = w_2 \\ \alpha_3 = -\alpha_4 \end{array} \right\}, \quad [16]$$

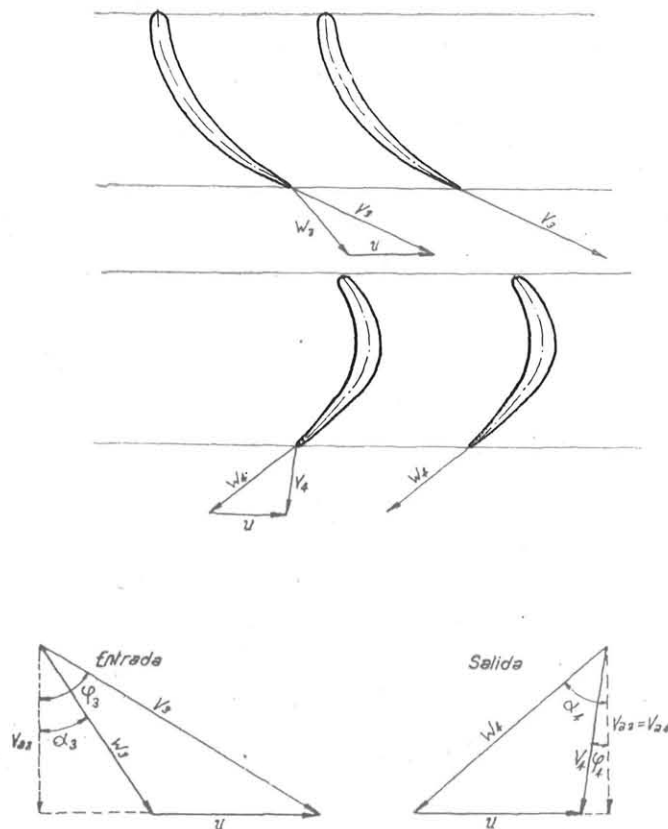


Fig. 8. — Escalonamiento de muy pequeño grado de reacción.

Estos coeficientes están representados en la figura 10. Puede observarse que el máximo de potencia se presenta para $u/w_2 = \sin \alpha_2/2$, en el primer caso, y para $u/w_2 = \sin \alpha_2$, en el segundo, resultando:

$$K_u = \sin^2 \alpha_2 = K'_u;$$

es decir, que la potencia máxima recogida en relación con la suministrada es igual en ambos tipos de turbinas.

De lo que acaba de exponerse se deduce la conclusión de que en las turbinas de pequeño grado de reacción la relación u/w_2 habrá de ser más reducida que en las de 50 por 100 de reacción. En la práctica suelen estar comprendidas entre 0,3 y 0,5 para las primeras, y entre 0,7 y 1,5 en las segundas. También puede observarse en la figura anterior que las curvas de variación de K'_u son de forma más plana, por lo que en las turbinas de 50 por 100 de reacción puede admitirse un campo mayor de variación de la relación u/w_2 .

Las turbinas de 50 por 100 de reacción son de mayor rendimiento que las de pequeño grado de reacción. Esto es debido al efecto beneficioso del gradiente de presión que existe en los álabes móviles, el cual reduce las pérdidas friccionales. Además, como norma general, la velocidad media de paso en los álabes móviles es notablemente inferior, lo que también proporciona una reducción en las pérdidas de fricción. En una turbina de pequeño grado de reacción es difícil sobrepasar rendimientos adiabáticos totales de 0,85, mientras que en una de 50 por 100 de reacción se alcanzan con facilidad rendimientos de 0,90.

que, como puede observarse, es superior al coeficiente K_p de las turbinas de acción para iguales valores de w_2/u y de α_2 (fig. 9).

Tiene especial interés comparar las potencias que pueden lograrse a igualdad de velocidad periférica, porque esta última magnitud viene en todo caso limitada por los esfuerzos máximos capaces de ser soportados por el disco.

El valor máximo de w_2 se producirá cuando la directriz funcione en condiciones críticas, ya que siempre deberá evitarse que las secciones de paso de los álabes del estator tengan una forma convergente-divergente. Por tanto, en ausencia de pérdidas, dicha velocidad crítica corresponderá a la velocidad local del sonido w_{s2} . En dos turbinas que funcionen con iguales condiciones iniciales de remanso e iguales gastos y velocidades periféricas, en el caso límite ($\alpha_2 = 90^\circ$), las potencias de una turbina de 50 por 100 de reacción y de una de

acción estarían relacionadas por la expresión:

$$K'_p - K_p = 1; \quad [17]$$

$$P' - P = \frac{G u^2}{g}. \quad [18]$$

También es de gran interés comparar la potencia capaz de proporcionar una turbina en relación con la energía utilizable que se le suministra. Puede definirse, por tanto, un coeficiente de utilización K_u , que en una turbina de acción vendrá dado por:

$$K_u = \frac{P}{\frac{G w_2^2}{2g}} = 4 \left(\frac{u}{w_2} \sin \alpha_2 - \frac{u^2}{w_2^2} \right), \quad [19]$$

y en una de 50 por 100 de reacción:

$$K'_u = \frac{P}{\frac{G w_2^2}{g}} = 2 \frac{u}{w_2} \sin \alpha_2 - \frac{u^2}{w_2^2}. \quad [20]$$

En cambio, desde otro punto de vista, presentan las turbinas de acción una ventaja de la mayor importancia sobre las de 50 por 100 de reacción. Esta ventaja consiste en que los álabes móviles funcionan con bastante menor temperatura, ya que casi toda la expansión del gas se produce en los álabes fijos. Desde luego, no debe contarse con la disminución conseguida en la temperatura estática como reducción total de la temperatura de cálculo de la resistencia de los álabes, ya que la temperatura superficial de los mismos hay que considerarla incrementada hasta un valor próximo al de la temperatura de remanso. Como la velocidad relativa de entrada resultaría mayor en una turbina de acción, se perderá una parte de la ventaja citada; pero este incremento en temperatura dinámica es muy inferior a la disminución de temperatura estática, por lo que en la práctica pueden conseguirse en las turbinas de acción reducciones en la temperatura de los álabes de hasta unos 50° centígrados a igualdad de condiciones de tipo usual en la entrada de la turbina.

La elección del grado de reacción depende también de si se desea que los álabes fijos funcionen en condiciones críticas en su sección de salida (*). Para la turbina de gas de un turborreactor esta condición es de un gran interés, ya que se facilita en gran manera la regulación del motor. En este caso, como la energía específica de la turbina y el estado inicial del gas son

siempre datos prefijados, resulta ya impuesto el grado de reacción. Para temperaturas de fin de combustión de unos 800-850° C. y relaciones de compresión de 4-4,25:1, fijando la condición de velocidad sónica, vienen a resultar turbinas de un solo escalón de pequeño grado de reacción medio (15-20 por 100) y en condiciones próximas a 0 por 100 de reacción en la base de los álabes móviles. Este tipo de turbina es el más frecuentemente empleado en los turborreactores de compresor centrífugo (D. H. GOLBLIN y GHOST, R. R. DERWENT y NENE).

Cuando las temperaturas de fin de combustión son más bajas, fijando dicha condición de velocidad sónica resultan mayores los grados de reacción, viniendo a ser ya de

50 por 100 para temperaturas de unos 725-750° C. y para relaciones de compresión del orden de las citadas.

Otras veces, como acontece en algunos turborreactores americanos, se prefiere prescindir de la condición de velocidad sónica en la directriz, fijando, en cambio, el grado de reacción, normalmente del 50 por 100. Este procedimiento es conveniente en los turborreactores de compresor axial, con elevada relación de compresión y una gran relación de gasto de aire por área frontal del motor. En este caso es más conveniente la turbina de 50 por 100 de reacción, que permite obtener más potencia para un cierto valor de la velocidad periférica, que no conviene sea muy elevada para esta clase de motores.

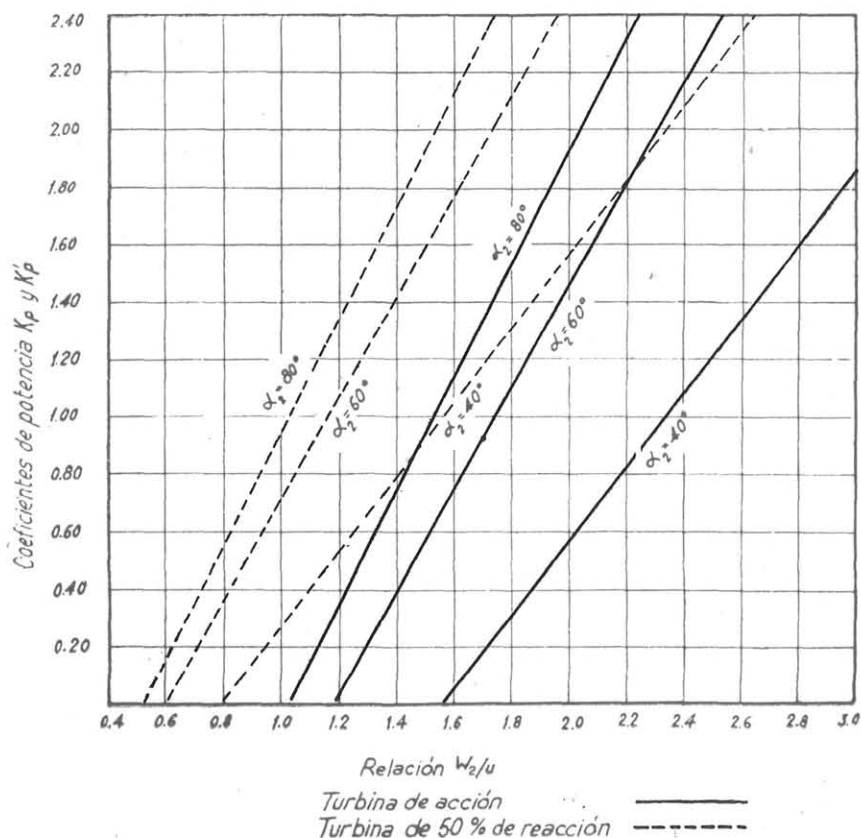


Fig. 9. — Coeficiente de potencia en función de la relación W_2/u .

(*) Realmente, al existir pérdidas friccionales en los álabes fijos, no se alcanza un número de Mach unidad en la sección mínima de paso, o sección de salida, debiendo considerarse que se entiende por dichas condiciones críticas las que se producen en una transformación politrópica.

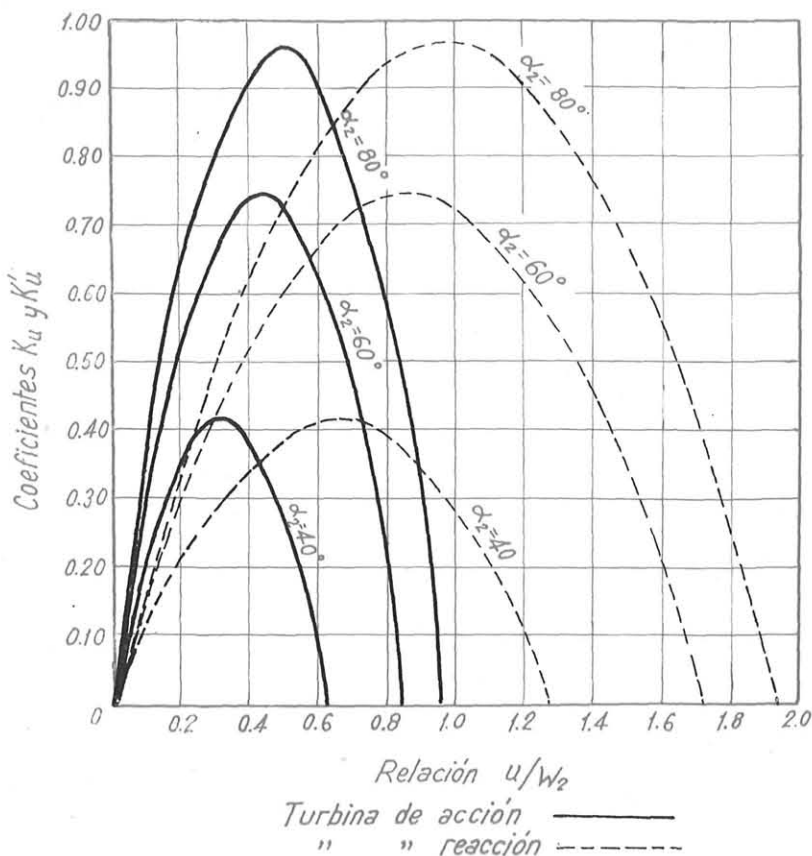


Fig. 10. — Coeficientes de utilización de potencia en las turbinas de acción y reacción.

Determinación de las diversas variables en la sección central. Diferentes métodos de cálculo.

Como datos de partida se admitirán siempre conocidas la potencia que ha de dar la turbina, el gasto en peso, las condiciones iniciales del gas y el régimen, ya que este último siempre se determina previamente en el cálculo del compresor.

El primer paso será fijar el tipo de turbina que haya de adoptarse, bien eligiendo el grado de reacción, o imponiendo la condición de velocidad sónica en la directriz. En cualquiera de los dos casos se fija una condición para el estado de los gases en la salida de los álabes móviles. Una vez estimadas las pérdidas, basta fijar el valor del ángulo α_2 para que quede por com-

pleto determinado el estado y velocidad del gas a la salida del estator. Este ángulo α_2 de salida en la directriz, junto con la velocidad periférica u , constituyen los dos parámetros más importantes, fijando las características y actuaciones de la turbina. La manera de cómo debe efectuarse la selección de los valores de los parámetros, y el estudio de la influencia que ejercen sobre la turbina, quedará para un próximo artículo. Únicamente mencionaremos ahora que son normales velocidades periféricas de hasta 350-370 m./seg., no pudiéndose sobrepasar de este límite a causa de la resistencia mecánica del disco de la turbina. El ángulo α_2 influye decisivamente en la longitud de los álabes y en los valores de la velocidad axial de salida del rotor. Valores reducidos de α_2 dan lugar a

álabes cortos y a velocidades axiales grandes, mientras que valores grandes de dicho ángulo dan lugar a efectos contrarios. Los álabes cortos, dentro de ciertos límites, son mejores, pues los esfuerzos centrífugos son en ellos más reducidos. Velocidades axiales grandes a la salida de los álabes móviles son perjudiciales bajo el punto de vista del rendimiento de la tobera de salida. Son normales valores del ángulo α_2 comprendidos entre 60 y 70° (velocidad sónica en la directriz).

Como ya se dijo en el planteamiento de las ecuaciones generales, los métodos de cálculo difieren en la manera de efectuar la estimación de las pérdidas.

Es práctica todavía muy utilizada y que proporciona muy buenos resultados, si el proyectista es ingeniero de experiencia, el estimar directamente los rendimientos adiabáticos de estator y rotor, o bien el del primero y el de toda la turbina, por comparación con los de otras turbinas de características parecidas.

Un método parecido consiste en fijar los rendimientos politrópicos en vez de los adiabáticos, pero quizás el que resulte más práctico es un procedimiento mixto entre los dos, consistente en fijar el valor del rendimiento politrópico de los álabes fijos y el rendimiento adiabático total de la turbina.

Refiriéndonos al caso concreto del cálculo de una turbina de un escalón, a partir del estado de remanso del gas antes de entrar en la turbina, y admitiendo la condición más usual de velocidad crítica a la salida de la directriz, una vez fijado el valor del rendimiento politrópico o del exponente n , las ecuaciones que han de utilizarse son las siguientes:

$$T_2 = \frac{2}{n+1} T_{01}; \quad [21]$$

$$p_2 = p_{01} \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}; \quad [22]$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{1}{n-1}}; \quad [23]$$

$$w_2 = \sqrt{g n \eta_n T_2} = \sqrt{g \frac{2n}{n+1} \eta_n T_{o1}}; \quad [24]$$

Fórmulas con las que se determina el estado del gas a la salida de la directriz.

Una vez fijado el valor del ángulo α_2 , la velocidad relativa de entrada en el rotor y su correspondiente ángulo α_3 , vienen dados por:

$$w_3 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 u w_2 \sin \alpha_2}; \quad [25]$$

$$\sin \alpha_3 = \frac{w_2 \sin \alpha_2 - u}{w_3}. \quad [26]$$

Los valores que deben tomarse para el rendimiento politrópico dependen del tipo de perfil y del espesor de los álabes fijos, así como del ángulo de salida α_2 . Para álabes con perfiles aerodinámicos, de un espesor máximo normal (10-15 por 100), y para α_2 comprendido entre 60 y 70°, pueden utilizarse rendimientos politrópicos comprendidos entre 0,94 y 0,96, que para $\gamma = 1,33$, valor generalmente empleado en la fase de expansión de los turborreactores de tipo común, dan lugar a valores del exponente n de 1,30 y 1,31 respectivamente.

Una vez conocidos el estado y velocidad del gas a la entrada del rotor, y fijando el rendimiento adiabático total de la turbina, el cálculo de las condiciones en la salida se efectúa mediante las ecuaciones:

$$\tau_p = \frac{u}{g} (V_{t3} - V_{t4}) = J c_p (T_{o1} - T_{o4}); \quad [27]$$

$$\eta_{at} = \frac{T_{o1} - T_{o4}}{T_{o1} - T'_{o4}}; \quad [28]$$

$$\frac{p_{o4}}{p_{o1}} = \left(\frac{T'_{o4}}{T_{o1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \quad [29]$$

Ecuaciones que en función de τ_p , u , $V_{t3} \equiv w_{2t}$, η_{at} , T_{o1} y p_{o1} , permiten el cálculo ordenado de V_{t4} , T_{o4} y p_{o4} .

Una vez conocidos estos resultados, para la determinación de p_4 , T_4 , ρ_4 , w_4 , V_4 y α_4 , se podría plantear un sistema de seis ecuaciones que proporcionase los valores de las seis incógnitas; pero resulta más ventajoso seleccionar un número más reducido de incógnitas, a fin de obtener un sistema de resolución más sencilla, para después obtener los valores de las restantes variables en función de las previamente elegidas.

Como es natural, existen gran número de métodos para resolver esta cuestión, limitándonos a indicar un procedimiento sencillo que permite la resolución rápida del problema.

Escogiendo como incógnitas la presión p_4 , la temperatura T_4 y la velocidad axial de salida $V_{a4} = w_4 \cos \alpha_4$, se plantean las tres ecuaciones siguientes:

$$p_4 = p_{o4} \left(\frac{T_4}{T_{o4}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; \quad [30]$$

$$T_4 = T_{o4} - \frac{V_{a4}^2 + V_{t4}^2}{2 g J c_p}; \quad [31]$$

$$\frac{p_4}{T_4} V_{a4} = \frac{p_3}{T_3} V_{a3}. \quad [32]$$

La resolución de este sistema es algo laboriosa, por lo cual indicaremos un método práctico que proporciona buenos resultados. Eliminando V_{a4} y p_4 , se llega a la siguiente ecuación en T_4 :

$$T_4^{\frac{2}{\gamma-1}} (2 g J c_p T_{o4} - V_{t4}^2 - 2 g J c_p T_4) = \left(\frac{p_3 V_{a3}}{T_3 p_{o4}} T_{o4}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right)^2. \quad [33]$$

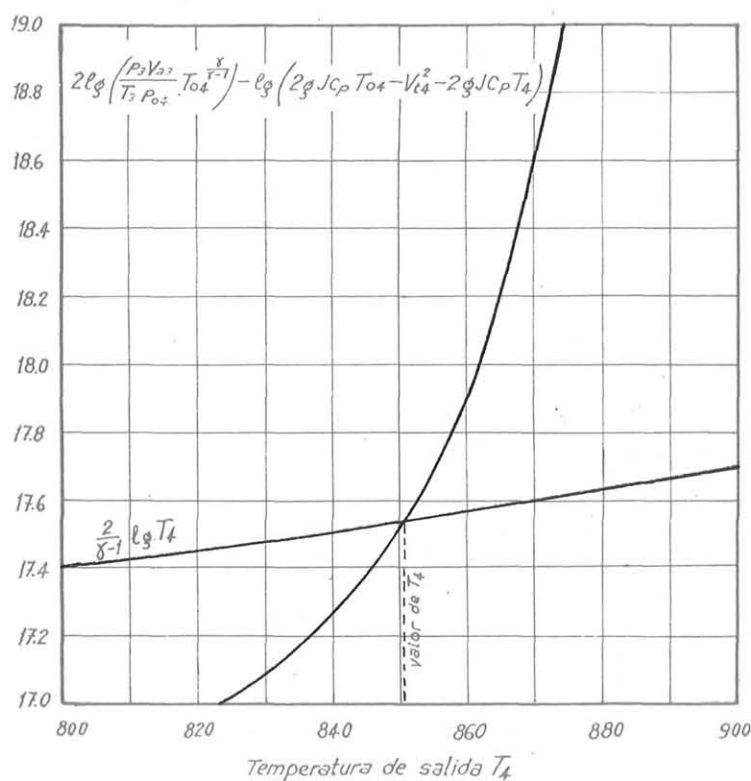


Fig. 11.

Ecuación que se resuelve fácilmente tomando logaritmos y por un método gráfico (fig. 11).

Como ya hemos indicado, este método de cálculo es rápido y seguro, pero exige que el proyectista fije previamente el rendimiento de la turbina. Por tanto, es realmente apropiado cuando no se trata de proyectar una turbina enteramente nueva, sino de modificar, especialmente en el valor del gasto, una ya proyectada y ensayada. No obstante, como los rendimientos de las turbinas modernas varían en escasa proporción, conociendo el grado de reacción y las características generales de la turbina a proyectar, puede un ingeniero con experiencia predeterminar el rendimiento con un error inferior al 2 por 100, y esta aproximación es suficiente en la práctica para que el cálculo de la turbina responda a la garantía que en él debe exigirse.

Existen otros procedimientos de cálculo basados en la estimación de unos coeficientes de pérdidas, referidos a las velocidades w_2 y w_4 de salida en el estator y rotor ⁷, pero los que presentan mayor interés son los métodos aerodinámicos en los que se determinan las pérdidas de presión total de la corriente en función de las características de los álabes, y a partir de las cuales es posible calcular el rendimiento. Estos métodos son análogos a los que se utilizan modernamente para el proyecto de compresores axiales, y además de la ventaja de poderse calcular con ellos directamente el rendimiento de la turbina, permiten apreciar la influencia de numerosos parámetros (espesor del perfil, relación paso/cuerda, alargamiento de los álabes, etc.) en las actuaciones de la turbina.

Uno de los procedimientos más modernos para el cálculo aerodinámico de turbinas es el método de AIMLEY ⁸. Con este procedimiento pueden calcularse el estator y rotor, pero, generalmente, es suficiente aplicarlo a este último.

Hay que tener en cuenta que la mayor parte de las pérdidas de la turbina se producen en el rotor, lugar en el que es más difícil estimarlas por esta razón y por existir mayor variedad en las posibles disposiciones de la forma y tipo de los álabes. En cambio, en el estator no se producen apenas pérdidas y su disposición es más regular, por lo que resulta fácil en la práctica calcularlo correctamente a partir de un rendimiento o coeficiente de pérdidas estimados. Por esta razón, nos limitaremos a describir brevemente los fundamentos del método de AIMLEY, y a exponer su aplicación práctica para el caso concreto del cálculo a las condiciones existentes en la sección central del rotor de una turbina.

Se define un coeficiente de resistencia total de los álabes, en la forma:

$$C_D = \frac{p_{03} - p_{04}}{p_{04} - p_4} \quad [34]$$

Este coeficiente puede calcularse en función de otros tres, en la forma:

$$C_D = C_{Dp} + C_{Da} + C_{Ds}, \quad [35]$$

en la que:

a) C_{Dp} es el coeficiente de resistencia del perfil, producido por la resistencia friccional de los álabes. Este coeficiente hay que determinarlo experimentalmente en los túneles en cascada, pero del que a falta de información directa pueden tomarse los siguientes valores (*):

$$C_{Dp} = \begin{cases} 0.04-0.06 & \left\{ \begin{array}{l} \text{álabes con perfil aerodinámico, espesor máximo medio} \\ \text{del álabe comprendido entre el 10 y el 15 por 100,} \\ \text{y relaciones paso/cuerda variando entre 0.5 y 0.75.} \end{array} \right. \\ 0.08-0.12 & \left\{ \begin{array}{l} \text{álabes con perfil formado a base de rectas y arcos de circunferencia, espesores máximos entre el 15 y el 25} \\ \text{por 100, y relaciones paso/cuerda del orden de las anteriormente mencionadas.} \end{array} \right. \end{cases}$$

(*) Mayor cantidad de datos sobre los valores de este coeficiente serán insertados posteriormente.

b) C_{Da} es el coeficiente de resistencia anular, debido a las pérdidas friccionales producidas por el rozamiento del gas contra los anillos de cierre, superior e inferior de la turbina. Se calcula con la expresión:

$$C_{Da} = \frac{0.02}{l_{ajc}} \quad [36]$$

c) C_{Ds} es el coeficiente de resistencia debido a la formación de torbellinos en los extremos de los álabes ⁹. Se determina con la siguiente fórmula semiempírica:

$$C_{Ds} = 0.04 \left(1 - \frac{\beta_3}{\alpha_4} \right) C_L^2, \quad [37]$$

en la que β_3 es el ángulo formado por la tangente a la línea de curvatura media en el borde de ataque del perfil con la dirección axial (normalmente difiere poco de α_3). C_L es el coeficiente de sustentación referido a la presión dinámica de la velocidad relativa de salida, viniendo dado por:

$$C_L = 2 \frac{s}{c} (\tan \alpha_3 - \tan \alpha_4) \cos^2 \alpha_4 \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\tan \alpha_3 + \tan \alpha_4)^2} \quad [38]$$

Para el cálculo de C_D es necesario conocer previamente la longitud y cuerda media de los álabes, así como la relación paso/cuerda s/c. Para este cálculo, la longitud de los álabes puede obtenerse con suficiente aproximación mediante la ecuación [2], y puede estimarse

el número y separación de los álabes mediante sencillos procedimientos que serán expuestos en un pró-

ximo artículo. Por otra parte, el coeficiente C_D depende del ángulo α_4 , valor que se trata precisamente de calcular, por lo cual, un procedimiento aconsejable es trazar la curva de valores $C_D = f(\alpha_4)$, mientras que para cada valor de α_4 se calcula el coeficiente C_D a partir de las presiones (fórmula [34]). La coincidencia entre ambos valores proporcionará el ángulo α_4 buscado, y con él los valores de todas las demás variables en la sección central del rotor de la turbina. En detalle, este método de cálculo es el siguiente:

Mediante las ecuaciones:

$$V_{t4} = \frac{g \tau_p}{u} - V_{t3} \quad [39]$$

$$w_4 = \frac{u - V_{t4}}{\sin \alpha_4}; \quad [40]$$

$$T_4 = T_3 - \frac{w_4^2 - w_3^2}{2 g J c_p}; \quad [41]$$

$$p_4 = \frac{T_4}{w_4 \cos \alpha_4} \frac{p_3}{T_3} w_3 \cos \alpha_3; \quad [42]$$

$$C'_D = \frac{p_{03} - p_{04}}{p_{04} - p_4} =$$

$$\frac{p_3 \left(1 + \frac{w_3^2}{2 g J c_p T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - p_4 \left(1 + \frac{w_4^2}{2 g J c_p T_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{p_4 \left(1 + \frac{w_4^2}{2 g J c_p T_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - p_4}; \quad [43]$$

$$C_D = C_{Dp} + C_{Da} + C_{Ds} = f(\alpha_4). \quad [44]$$

A partir de las condiciones a la salida del estator, y con la fórmula [39], se calcula V_{t4} . Fijando el valor de α_4 , con las fórmulas [40], [41] y [42] se calculan sucesivamente w_4 , T_4 y p_4 , y una vez determinadas las presiones y velocidad w_4 se calcula mediante [43]

el coeficiente C'_D . Para este cálculo, pueden también determinarse las presiones totales con las fórmulas de los fluidos incompresibles, sin que por ello se introduzca error apreciable, tomando para ello un valor medio de la densidad entre los estados de entrada y salida del gas.

De esta manera pueden determinarse dos curvas $C'_D = f(\alpha_4)$ y $C_D = f(\alpha_4)$, cuya coincidencia proporcionará la solución del problema (fig. 12).

* * *

Se han estudiado brevemente los diferentes métodos de cálculo con los que pueden determinarse las condiciones en la sección central de la turbina. El siguiente problema es el estudio de la variación radial de estas magnitudes, analizando los

diferentes tipos de torsión de los álabes y cómo se determina con exactitud la longitud de los mismos.

También es del mayor interés analizar cómo influyen en las características y actuaciones de la turbina gran número de variables y parámetros que intervienen en la misma, tales como la velocidad periférica, ángulo de salida en la directriz α_4 , tipos de perfiles para los álabes, relación paso/cuerda, números de MACH y REYNOLDS, etc., etcétera; influencias cuyo conocimiento detallado es imprescindible para proyectar una turbina de buenas características funcionales.

El estudio de estas cuestiones, así como el de los métodos para el dibujo y cálculo de esfuerzos en los álabes, será tratado en próximos artículos que se irán publicando sucesivamente.

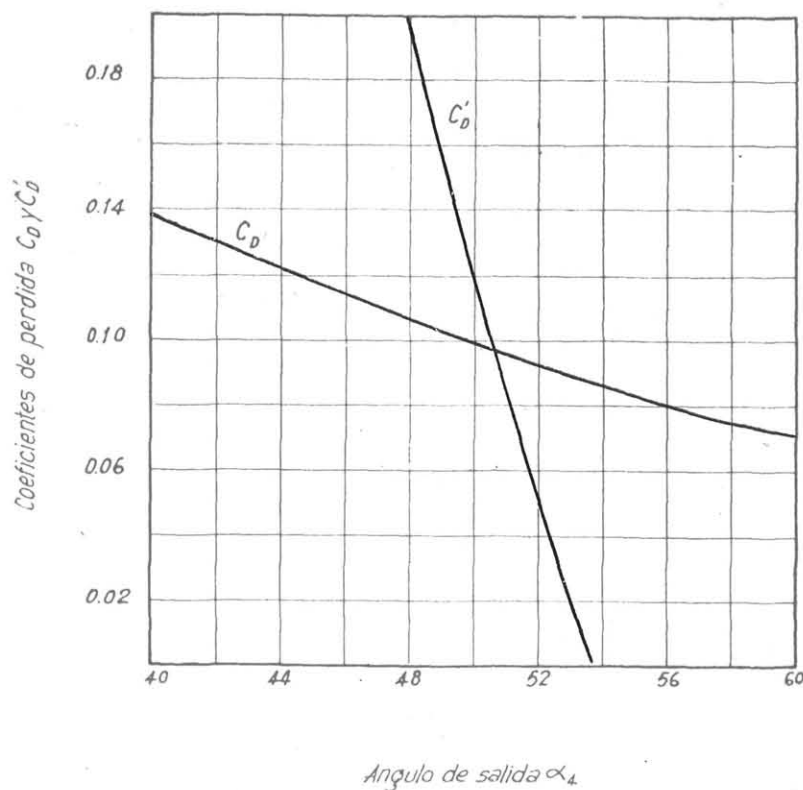


Figura 12.

Referencias y bibliografía.

1. MEYER, Adolf: "The Combustion Gas Turbines, Its History, Development and Prospects". *The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings*, 1945, vol. 153.
2. REEMAN, J.: "The Turbine for the Simple Jet Propulsion Engine". *The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings*, 1945, vol. 153.
3. VINCENT, E. T.: *The Theory and Design of Gas Turbines and Jet Engines* (capítulos XIV y XV). Mc Graw-Hill Book, 1950.
4. ADAMS, H. T.: *Elements of Internal Combustion Turbine Theory* (capítulo V). Cambridge University Press, 1949.
5. GODSEY, F. W.: *Gas Turbines for Aircraft* (cap. VI). Mc Graw-Hill Book, 1949.
6. WESKE, J. R.: "Fluid Dynamics Aspects of Axial-Flow Compressors and Turbines". *Journal of the Aeronautical Sciences*, vol. 14, 1947.
7. SIMONIS, A., and REEMAN, J.: "Gas Turbine Design Based on Free vortex Flow". *Reports and Memoranda*, núm. 2.541, mayo 1944.
8. AIMLEY, D. G.: "The Performance of Axial Flow Turbines". *The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings*, 1948, vol. 159.
9. CARTER, A. D. S.: "Three-dimensional-flow Theories for Axial Compressors and Turbines". *The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings*, 1948, vol. 159.
10. HOWELL, A. R.: "Aerodynamics of the Gas Turbines". *The Journal of the Royal Aeronautical Society*, junio 1948

